

Process and device for chassis control

Patent number: DE4140270
Publication date: 1993-06-09
Inventor:
Applicant:
Classification:
- International: B60G17/00; B60K28/16; B60R16/02; B60T8/32
- european: B60G17/015A3
Application number: DE19914140270 19911206
Priority number(s): DE19914140270 19911206

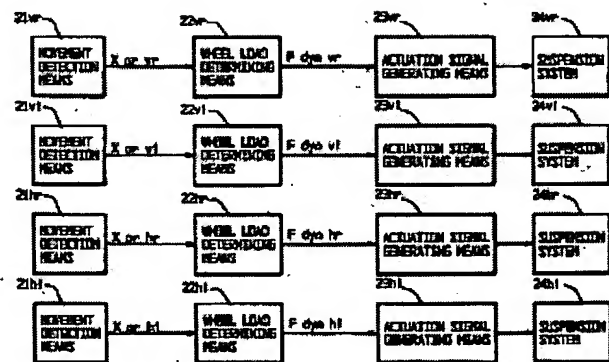
Also published as:

EP0545130 (A2)
 US5383123 (A1)
 JP6234317 (A)
 EP0545130 (A3)
 EP0545130 (B1)

Abstract not available for DE4140270

Abstract of corresponding document: **US5383123**

Suspension systems are actuated during braking and/or acceleration maneuvers whereby each wheel unit has a momentary normal force between the tire and road surface, i.e., the wheel load which is influenced in the direction of its greatest possible value. For that purpose, the progression of the wheel load, specifically the dynamic share, is determined from the sensed movements between the wheel units and the vehicle body and/or from the sensed movements of the wheel units. Results of a frequency analysis of the wheel loads and the time progression, specifically the time derivation of the wheel load, are utilized for adjustment of the suspension systems in the sense described above. The suspension systems between the vehicle body and wheels are during braking and/or acceleration maneuvers actuated whereby the mean spacing between the vehicle body and the wheels units is time-progressively reduced during the braking and/or acceleration maneuvers.



Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide

BEST AVAILABLE COPY



①9 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ Offenlegungsschrift
⑩ DE 41 40 270 A 1

⑤1 Int. Cl.⁵:
B 60 G 17/00
B 60 K 28/16
B 60 T 8/32
B 60 R 16/02

②1 Aktenzeichen: P 41 40 270.7
②2 Anmeldetag: 6. 12. 91
④3 Offenlegungstag: 9. 6. 93

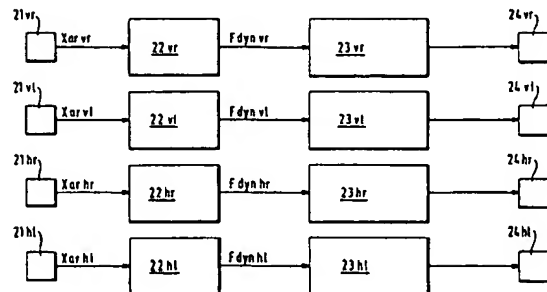
DE 41 40 270 A 1

⑦1 Anmelder:
Robert Bosch GmbH, 7000 Stuttgart, DE

⑦2 Erfinder:
Kunz, Dieter, Dipl.-Ing., 7000 Stuttgart, DE

⑤4 Verfahren und Vorrichtung zur Fahrwerkregelung

⑤7 Das erfindungsgemäße Verfahren zeichnet sich dadurch aus, daß während Brems- und/oder Beschleunigungsmanöver die Aufhängungssysteme derart betätigt werden, daß an jeder Radeinheit die momentane Normalkraft zwischen Reifen und Fahrbahn, die Radlast, in Richtung ihres größtmöglichen Wertes beeinflusst wird. Hierzu wird der Verlauf der Radlast, insbesondere der dynamische Anteil, aus den sensierten Bewegungen zwischen den Radeinheiten und dem Fahrzeugaufbau und/oder aus den sensierten Bewegungen der Radeinheiten bestimmt. Ergebnisse einer Frequenzanalyse der Radlasten und der zeitliche Verlauf, insbesondere die zeitliche Ableitung der Radlast, werden zur Verstellung der Aufhängungssysteme im obenbeschriebenen Sinne herangezogen. Bei dem erfindungsgemäßen Fahrwerkregelsystem werden die Aufhängungssysteme zwischen Fahrzeugaufbau und den Rädern während Brems- und/oder Beschleunigungsmanövern derart angesteuert, daß der mittlere Abstand zwischen dem Fahrzeugaufbau und den Radeinheiten während der Brems- und/oder Beschleunigungsmanöver zeitlich fortschreitend geringer wird.



BEST AVAILABLE COPY

DE 41 40 270 A 1

Beschreibung

Stand der Technik

Die Erfindung betrifft ein Verfahren und eine Vorrichtung zur Fahrwerkregelung gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1 und 8.

Aus dem Stand der Technik sind Systeme für Kraftfahrzeuge bekannt, die die Brems- bzw. Beschleunigungsvorgänge eines Fahrzeugs derart steuert bzw. regeln, daß ein optimales Verzögern bzw. Beschleunigen bei gleichzeitiger hinreichender Fahrstabilität gewährleistet ist.

Die Aufhängungssysteme zwischen Fahrzeugaufbau und den Rädern können, wie heute noch größtenteils üblich, passiv, das heißt mit fester Dämpfungs- und/oder Federungscharakteristik ausgelegt sein, oder aktiv, das heißt mit veränderbarer Dämpfungs- und/oder Federungscharakteristik. Während bei den passiven Aufhängungssystemen Kompromisse hinsichtlich des Fahrkomforts und der Fahrsicherheit einzugehen sind, können die aktiven Systeme den jeweiligen Fahrsituationen des Fahrzeugs weitgehend angepaßt werden, so daß in fahrsicherheitsunkritischen Situationen ein hoher Fahrkomfort und in sicherheitskritischen Situationen eine hohe Fahrsicherheit erreicht wird.

In den Artikeln "PKW-ABV-Bremssysteme mit weiteren integrierten Funktionen" (Automobil-Industrie 5/89, Seiten 659 bis 673) und "Compound Control of Braking and Suspension Systems" (SAE-Paper 90 51 44, Seiten 199 bis 211) wird auf die Wechselwirkungen zwischen den Ansteuerungen der Brems- bzw. Vortriebsregelungssysteme einerseits und den Ansteuerungen der Aufhängungssysteme andererseits hingewiesen. Diese Wechselwirkungen sind insbesondere dadurch bedingt, daß die Brems- bzw. Vortriebsregelungssysteme üblicherweise die Drehzahlen der Fahrzeugräder auswerten. Die sensorisch ermittelten Drehzahl der Fahrzeugräder weisen aber, insbesondere während eines Bremsvorgangs, erhebliche Störmodulationen auf. Als wesentliche Ursache hierfür kommen Radaufstandskraftschwankungen infolge Vertikalanregungen in Betracht. Des weiteren wird in den Artikeln darauf hingewiesen, daß infolge der für Zug- und Druckstufe unterschiedlich ausgelegten Stoßdämpfercharakteristik der Stoßdämpfer im zeitlichen Mittel eine Zugkraft erzeugt, welche den Fahrzeugaufbau und die Achsen einander annähert, das heißt den Aufbau absenkt und damit eine höhere Zuladung simuliert.

In der DE-OS 39 39 292 wird ein Verbundregelsystem für Kraftfahrzeuge vorgeschlagen, das aus einer aktiven bzw. semiaktiven Fahrwerkregelung und Antiblockiersystem-(ABS) und/oder Antriebsschlupfregelungssystem-(ASR)Komponenten besteht, die über gemeinsame Sensoren und Auswerte- bzw. Steuerschaltkreise verfügen. Hierzu ist es vorgesehen, daß die Auswerteschaltkreise ein Sicherheitsniveau ermitteln und daß die Steuerschaltkreise in Abhängigkeit von der Bewertung dieser Sicherheitsniveaus Steuersignale an die ABS/ASR-Komponenten und die Fahrwerkregelung abgeben. Insbesondere wird hier beschrieben, während der ABS- oder ASR-Regelungsphasen die Dämpferkraftverstellungen stets so zu tätigen, daß minimale Radlastschwankungen auftreten.

Ferner wird in der DE-PS 38 37 863 ein Federungssystem für Fahrzeuge beschrieben, bei dem die Verstellung der Stoßdämpfer derart vorgenommen werden, daß die Differenz zwischen dem Dämpfungskoeffizient für den Zughub und dem Dämpfungskoeffizient für den Druckhub verändert wird. Aufgrund ständiger kurzhubiger Schwingungen der Räder, hervorgerufen durch Unebenheiten der Fahrbahn, erzeugt der jeweilige Dämpfer eine auf den Aufbau wirkende Kraft, deren Maß von der Differenz abhängt. Durch die in Zug- und Druckrichtung unterschiedlichen Dämpfungskoeffizienten lassen sich resultierende Kräfte in einer Richtung erzeugen, wenn der Dämpfer in schneller Folge wechselnd in Zug- und Druckrichtung bewegt wird.

Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist die Optimierung von Brems- und/oder Beschleunigungsvorgängen durch Ansteuerungen der Aufhängungssysteme während Brems- und/oder Beschleunigungsmanövern.

Diese Aufgabe wird durch die in den Ansprüchen 1, 8 und/oder 11 gekennzeichneten Merkmale gelöst.

Vorteile der Erfindung

Das erfindungsgemäße Verfahren zeichnet sich insbesondere dadurch aus, daß während Brems- und/oder Beschleunigungsmanövern die Aufhängungssysteme derart betätigt werden, daß an jeder Radeinheit die momentane Normalkraft zwischen Reifen und Fahrbahn, die Radlast, in Richtung ihres größtmöglichen Wertes beeinflußt wird.

Hierzu wird der Verlauf der Radlast, insbesondere der dynamische Anteil, aus den sensierten Bewegungen zwischen den Radeinheiten und dem Fahrzeugaufbau und/oder aus den sensierten Bewegungen der Radeinheiten bestimmt. Ergebnisse einer Frequenzanalyse der Radlasten und der zeitliche Verlauf, insbesondere die zeitliche Ableitung der Radlast, werden zur Verstellung der Aufhängungssysteme im obenbeschriebenen Sinne herangezogen.

Bei dem erfindungsgemäßen Fahrwerkregelsystem werden die Aufhängungssysteme zwischen Fahrzeugaufbau und den Rädern während Brems- und/oder Beschleunigungsmanövern derart angesteuert, daß der mittlere Abstand zwischen dem Fahrzeugaufbau und den Radeinheiten während der Brems- und/oder Beschleunigungsmanövern zeitlich fortschreitend geringer wird.

Die Erfindung betrifft ferner eine Vorrichtung zur Durchführung des obenbeschriebenen Verfahrens mit Aufhängungssystemen zwischen den Radeinheiten und dem Fahrzeugaufbau, die Bewegungen zwischen dem Fahrzeugaufbau und den Radeinheiten beeinflussen können, und erste Mittel, mittels der während Brems- und/oder Beschleunigungsmanövern die Aufhängungssysteme derart betätigt werden, daß an jeder Radeinheit die momentane Normalkraft zwischen Reifen und Fahrbahn, die Radlast, in Richtung ihres größtmöglichen Wertes beeinflußt wird.

Vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung sind in den Unteransprüchen gekennzeichnet.

Zeichnung

Die Erfindung wird im folgenden anhand der in den Zeichnungen dargestellten Ausführungsformen erläutert. In den Fig. 1a, 1b und 1c sind Signalverläufe zu sehen, die die Radlast repräsentieren. Die Fig. 2 stellt ein Blockschaltbild des erfindungsgemäßen Verfahrens dar, während in der Fig. 3 der detaillierte Ablauf des erfindungsgemäßen Verfahrens und in der Fig. 4 ein Zwei-Körper-Modell zu sehen ist.

Ausführungsbeispiel

Unter vereinfachten Annahmen gilt für die bei einem Bremsvorgang übertragene Bremskraft

$$F_{\text{Brems}} = \mu_e \cdot N,$$

wobei mit μ_e der Reibkoeffizient und mit N die Normalkraft zwischen dem abgebremsten Reifen und der Fahrbahn, die Radlast, bezeichnet ist. Die Radlast setzt sich aus einem statischen Anteil F_{stat} , der aus dem Fahrzeuggewicht resultiert, und einem dynamischen Anteil F_{dyn} , der aus den durch Straßenunebenheiten und Fahrmanövern angeregten Fahrzeugschwingungen resultiert, zusammen.

$$N = F_{\text{stat}} + F_{\text{dyn}}.$$

Mittels aktiver bzw. teilaktiver oder semiaktiver Fahrwerkregelung ist die dynamische Radlast in einem großen Frequenzbereich beeinflussbar. In der Fig. 1a ist hierzu der Quotient aus der dynamischen Radlast F_{dyn} und der Straßenanregung über der Frequenz der Straßenanregung für verschiedene Auslegungen eines Fahrwerks aufgetragen.

Der mit dem Bezugszeichen 2 gekennzeichnete Verlauf entspricht etwa der einer weichen Fahrwerkeinstellung, während der mit dem Bezugszeichen 1 gekennzeichnete Verlauf dem einer harten Einstellung der Aufhängungssysteme entspricht. Der mit dem Bezugszeichen 3 markierte Verlauf entspricht beispielsweise einem konventionellen passiv ausgelegten Fahrwerk.

Man erkennt an den Amplitudenverläufen der Fig. 1a, daß der Amplitudenverlauf durch eine semiaktive Dämpferregelung in weiten Bereichen beeinflussbar ist.

In der Fig. 1a läßt sich der Amplitudengang in fünf charakteristische Bereiche unterteilen:

Bereich A und E:

In diesen Bereichen kann die dynamische Radlast bei Anregung durch die Straßenunebenheiten durch eine semiaktive Dämpferregelung nicht beeinflusst werden.

Bereich B und D:

In diesen Bereichen, die im allgemeinen den Resonanzfrequenzen des Fahrzeugaufbaus und der Räder entsprechen, führt eine konventionell "harte" Dämpferabstimmung zu einer Verminderung der dynamischen Radlastschwankungen (Kurve 1 in Fig. 1a). Eine "weiche" Dämpferabstimmung (Kurve 2 in Fig. 1a) führt in diesen Bereichen zu einer Erhöhung der dynamischen Radlastschwankungen.

Bereich C:

In diesem Bereich ist das umgekehrte Verhalten der Bereiche B und D zu beobachten. So führt im Bereich C eine "harte" Dämpferabstimmung zu einer Erhöhung der dynamischen Radlastschwankungen (Kurve 1 in Fig. 1a). Eine "weiche" Dämpferabstimmung (Kurve 2 in Fig. 1a) hingegen führt hier zu einer Verminderung der dynamischen Radlastschwankungen.

Die in der Fig. 1a gezeigten Amplitudenverläufe 1 und 2 zeigen, daß bei den heute üblichen passiven Fahrwerkregelsystemen zur Minimierung der Radlastvariationen immer ein Kompromiß gemacht werden muß zwischen harter und weicher Dämpferabstimmung. Ein solcher Verlauf ist beispielsweise mit dem Bezugszeichen 3 in der Fig. 1a zu sehen.

Die Fig. 1b zeigt den zeitlichen Verlauf der statischen Radlast F_{stat} und der dynamischen Radlast F_{dyn} bei einer festen Straßenanregungsfrequenz. Während die statische Radlast F_{stat} die von dem Fahrzeuggewicht abhängt, zeitlich konstant bleibt, weist der dynamische Anteil F_{dyn} je nach Fahrwerkeinstellung die Verläufe I oder II auf.

In den Bereichen B und D würde dem Verlauf I eine weiche Dämpferabstimmung zuzuordnen sein und dem Verlauf II eine harte Dämpferabstimmung. In dem Frequenzbereich C entspricht der Verlauf I einer harten und der Verlauf II einer weichen Dämpferabstimmung.

Im Stand der Technik, wie er in der DE-OS 39 39 292 beschrieben wird, wird vorgeschlagen, während Brems- und/oder Beschleunigungsmanövern des Fahrzeugs die in der Fig. 1b gezeigten Radlastschwankungen zu minimieren. Je nach der Frequenz der Straßenanregung kann beispielsweise in den Frequenzbereichen B und D eine härtere Fahrwerkeinstellung und in dem Frequenzbereich C eine weichere Fahrwerkeinstellung gewählt werden. Auf diese Weise erhält man weitgehend unabhängig vom Frequenzbereich etwa den in der Fig. 1b schema-

tisch aufgezeigten Signalverlauf II.

Demgegenüber liegt der vorliegenden Erfindung der Gedanke zugrunde, daß für den kürzestmöglichen Bremsweg bei einem vorgegebenen Fahrzustand (Straßenunebenheiten, Fahrmanöver) die Gewährleistung der größtmöglichen dynamischen Radlast erforderlich ist. Beim Erkennen einer Fahrzeugabbremung oder Fahrzeugbeschleunigung, beispielsweise durch Auswertung des differenzierten Fahrgeschwindigkeitssignals, werden durch Messung der dynamischen Radlast und/oder durch Berechnung der dynamischen Radlast aus geeigneten Meßgrößen, wie Einfederweg und/oder Einfedergeschwindigkeit und/oder Aufbaubeschleunigung und/oder Radbeschleunigung, die Reglerparameter des Fahrwerkregelsystems so angepaßt, daß die Normalkraft für den jeweiligen Fahrzustand in Richtung des größtmöglichen Wertes beeinflußt wird. Somit wird der unter den jeweiligen Fahrbedingungen optimale Bremsweg erreicht.

Betrachtet man in der Fig. 1b den Verlauf der dynamischen Radlast F_{dyn} im Zeitintervall a, so erkennt man, daß eine Fahrwerkeinstellung gemäß des Verlaufs I die Radlast zu ihrem größtmöglichen Wert hin beeinflußt. Im Zeitintervall b jedoch nimmt der dynamische Anteil der Radlast und damit die gesamte Radlast ab. Diese Abnahme ist bei der Fahrwerkeinstellung I größer als bei der Einstellung II. Eine Beeinflussung der Radlast in Richtung ihres größtmöglichen Wertes heißt also im Zeitintervall b, die Fahrwerkeinstellung II zu wählen bis die dynamische Radlast wieder ansteigt. Bei einem erneuten Ansteigen der dynamischen Radlast ist wiederum auf die Kennlinie I zu schalten, da hier der Anstieg der dynamischen Radlast größer ist als bei Vorliegen der Kennlinie II. Man gelangt auf diese Weise zu dem in der Fig. 1c schematisch gezeigten Verlauf der dynamischen Radlast.

Durch die obenbeschriebene Ansteuerung der Aufhängungssysteme während Brems- und/oder Beschleunigungsvorgängen gelangt man im zeitlichen Mittel zu einer fortschreitenden Erhöhung der gesamten Radlast. Dies bedeutet, daß erfindungsgemäß während der Brems- und/oder Beschleunigungsmanöver die Aufhängungssysteme derart betätigt werden, daß der mittlere Abstand zwischen Fahrzeugaufbau und Radeinheiten während dieser Manöver zeitlich fortschreitend geringer wird. Durch eine derartige Ansteuerung senkt sich der Aufbau also immer weiter gegen die Räder ab, wodurch eine Bremswegverminderung erreicht wird.

Eine detaillierte Ausführungsform zur Erlangung des in der Fig. 1c gezeigten erwünschten Verlaufs der Radlast ist im folgenden beschrieben.

In der Fig. 2 sind mit dem Bezugszeichen 21vr, 21vl, 21hr und 21hl erste Mittel zur Erfassung der Bewegungen zwischen den Radeinheiten und dem Fahrzeugaufbau und/oder der Bewegungen der Radeinheiten bezeichnet. Mit den Positionen 22vr, 22vl, 22hr und 22hl sind zweite Mittel zur Ermittlung der Radlast markiert. Die Positionen 23vr, 23vl, 23hr und 23hl kennzeichnen dritte Mittel, durch deren Ausgangssignale die Aufhängungssysteme 24vr, 24vl, 24hr und 24hl beaufschlagt werden.

Im folgenden durchläuft der Index i den Wertebereich v (vorne) und h (hinten), während der Index j den Wertebereich r (rechts) und l (links) durchläuft. Durch die ersten Mittel 21ij werden die Bewegungen zwischen den Radeinheiten und dem Fahrzeugaufbau und/oder die Bewegungen der Radeinheiten erfaßt. Dies kann durch Sensoren geschehen, die den Einfederweg und/oder die Einfedergeschwindigkeit und/oder die Radbeschleunigung messen. Ausgangsseitig der ersten Mittel 21ij liegen somit zweite Signale X_{arij} an, die die Bewegungen zwischen den Radeinheiten und dem Fahrzeugaufbau, beispielsweise den Einfederweg und/oder die Einfedergeschwindigkeit, und/oder die Bewegungen der Radeinheiten repräsentieren. Diese zweiten Signale X_{arij} werden den zweiten Mitteln 22ij zugeführt. Die zweiten Mittel 22ij weisen eine derartige Übertragungseigenschaft auf, daß ausgangsseitig der zweiten Mittel Signale F_{dynij} anliegen, die den dynamischen Anteil der Radlast repräsentieren.

Die Übertragungseigenschaft der zweiten Mittel 22ij kann anhand des in der Fig. 4 gezeigten Zwei-Körper-Modells des Fahrzeugaufbaus und einer Radeinheit abgeleitet werden.

Fig. 4 zeigt ein Aufhängungssystem. Mit der Position 41 ist der Fahrzeugaufbau mit der anteiligen Masse M_{aij} bezeichnet. Die Position 42 stellt das Rad mit der Radmasse M_{ri} und die Position 45 eine Feder mit der Federkonstanten C_r dar. Die Fahrbahn ist mit Position 43 bezeichnet. Ein Dämpfer 44 mit der Dämpfungskonstanten d stellt mit einer parallel angeordneten Feder 40 (Federkonstante C) das zu steuernde/regelnde Aufhängungssystem dar. Der Dämpfer 44 ist in seiner Dämpfungscharakteristik verstellbar ausgelegt.

Die Positionen 40, 41, 42, 43, 44 und 45 in der Fig. 4 zeigen ein Zwei-Körper-Modell. Das Rad ist in Kontakt mit der Fahrbahn 43. Hierbei ist die Rad- bzw. Reifensteifigkeit als Feder 45 mit der Federkonstanten C_r modellhaft beschrieben. In diesem Ausführungsbeispiel wird der Dämpfer 44 als verstellbar angenommen, während die Eigenschaften der Feder 40 durch einen konstanten Wert C beschrieben wird. Darüber hinaus kann auch die Feder 40 verstellbar ausgelegt sein. Die Kombination der Feder 40 und des bezüglich seiner Dämpfungseigenschaft verstellbaren Dämpfers 44 steht also hier für das zu steuernde/regelnde Aufhängungssystem. Mit X_a bzw. X_r ist die Verschiebung des Fahrzeugaufbaus bzw. die Verschiebung des Rades bezeichnet, und zwar die Verschiebung aus der Gleichgewichtslage bei Stillstand des Fahrzeuges (im unbeladenen Zustand). Mit X_e werden die Bodenunebenheiten beschrieben.

Der Zusammenhang zwischen der Einfederbewegung X_{arij} und der dynamischen Radlast F_{dynij} an der ij-ten Radeinheit ergibt sich zu

$$F_{dynij} = -[(1 + M_r/M_a) \cdot C + (1 + M_r/M_a) \cdot d \cdot s + M_r \cdot s^2] \cdot X_{arij} \quad (1),$$

wobei s die Laplace-Variable und die weiteren Größen der Fig. 4 bzw. deren Beschreibung zu entnehmen sind. Mit X_{arij} ist der sogenannte "entmittelte" Federweg bezeichnet, der aus der Meßgröße $(X_a - X_r)_{ij}$, dem Federweg, durch Subtraktion ihres laufenden Mittelwertes

$$1/T_m \cdot \int_{t-T_m}^t [(X_a(r) - X_r(r))_{ij}] dr \quad (2)$$

zu

$$X_{arij}(t) = [(X_a(t) - X_r(t))_{ij}] - [1/T_m \cdot \int_{t-T_m}^t [(X_a(r) - X_r(r))_{ij}] dr] \quad (3)$$

entsteht. Hierbei ist T_m ein Abstimmungsparameter und t der aktuelle Zeitpunkt. Durch diese "Entmittelung" des Federweges $(X_a - X_r)_{ij}$ wird sowohl der Einfluß einer Beladung des Fahrzeuges, das heißt eine Änderung des statischen Federweges, als auch der Einfluß unsymmetrischer (bezüglich Druck- und Zugbereich) Feder- und/oder Dämpferkennlinien (Änderung des mittleren dynamischen Federweges) auf die Berechnung der Radlastschwankung eliminiert.

Durch die ersten Mittel 21ij werden in diesem Ausführungsbeispiel je Radeinheit bzw. Federungs- und/oder Dämpfungssystem die Einfederbewegungen erfaßt. Dies kann durch entsprechende Sensoren, die beispielsweise den relativen Einfederweg und/oder die Einfedergeschwindigkeit und/oder damit zusammenhängende Größen wie beispielsweise Druckdifferenzen in den Dämpfungssystemen detektieren. Hier werden für jedes Aufhängungssystem durch die ersten Mittel 21ij die Federwege $(X_a - X_r)_{ij}$ erfaßt. Weiterhin werden in den ersten Mitteln 21ij aus den erfaßten Federwegen $(X_a - X_r)_{ij}$ gemäß der obigen Gleichung (3) die "entmittelten" Federwege ermittelt. Die zweiten Signale X_{arij} , die ausgangsseitig der ersten Mittel 21ij anliegen, repräsentieren die "entmittelten" Einfederwege.

Eine zweckmäßige Ausgestaltung der erfindungsgemäßen Einrichtung besteht in einer ergänzenden Verarbeitung des Federwegsignals. Da die Übertragungsfunktion gemäß Gleichung (1) zwischen den Größen F_{dynij} und X_{arij} differenzierendes Verhalten zeigt, muß sichergestellt werden, daß hochfrequente Störungen, beispielsweise größer als 20 Hz, im Meßwert des Federwegsignals nicht verstärkt werden. Dies kann beispielsweise durch Filter vom Typ eines Tiefpaßfilters oder bei digitaler Verarbeitung in Rechneinheiten durch einen zusätzlichen Algorithmus erreicht werden.

Die zweiten Mittel 22ij sind also derart ausgebildet, daß sie, ausgehend von den eingangsseitig anliegenden zweiten Signalen X_{arij} , den aktuellen Wert F_{dynij} der Radlastschwankung gemäß der Gleichung (1) bilden. Die dritten Mittel 22ij sind also durch die Übertragungseigenschaft

$$-[(1 + M_r/M_a) \cdot C + (1 + M_r/M_a) \cdot d \cdot s + M_r \cdot s^2]$$

gekennzeichnet. Die Werte der Modellparameter (M_a , M_r , C , C_r und d) sind entweder bekannt oder können für ein bestimmtes Fahrzeug, dessen Fahrwerk zu steuern/regeln ist, beispielsweise durch Parameteridentifikationsverfahren ermittelt werden.

Die ersten Signale F_{dyn} , die den dynamischen Anteil der Radlast repräsentieren, werden nun dritten Mitteln 23ij zugeführt. Ausgangsseitig der dritten Mittel 23ij liegen Ansteuersignale für die Aufhängungssysteme 24ij an. Die Funktionsweise der dritten Mittel 23ij soll im folgenden anhand der Fig. 3 erläutert werden.

In den dritten Mitteln 23ij werden die ersten Signale F_{dynij} in vierten Mitteln 31 mit bandpaßartigem Verhalten bearbeitet. Durch diese Bearbeitung werden die Anteile des ersten Signals F_{dynij} herausgefiltert, die in dem Frequenzbereich C der Fig. 1a liegen. Ausgangsseitig der vierten Mittel 31 liegt das dritte Signal beta an.

Die Größe des dritten Signals beta hängt also von der Frequenz des ersten Signals F_{dynij} ab. Weist die dynamische Radlast eine Frequenz auf, die im Bereich C der Fig. 1a liegt, so ist das dritte Signal beta größer als wenn die dynamische Radlast im Frequenzbereich B oder D der Fig. 1a liegt. Durch einen Vergleich des dritten Signals beta mit der ersten Schwelle K_1 in den sechsten Mitteln 33 kann also, je nach Unter- bzw. Überschreiten der ersten Schwelle entschieden werden, ob die dynamische Radlast gemäß Fig. 1a im Frequenzbereich C (Vergleichsergebnis Y1) oder im Frequenzbereich B oder D (Vergleichsergebnis N1) liegt. So gelangt man zu den ersten Vergleichsergebnissen Y1 bzw. N1.

In einem weiteren Bearbeitungszweig der Mittel 23ij wird das erste Signals F_{dynij} den fünften Mitteln 32 zugeführt, die eine differenzierende Übertragungseigenschaft aufweisen. Ausgangsseitig der Mittel 32 liegt somit das vierte Signal F_{dynij}' an, daß die zeitliche Ableitung der dynamischen Radlast repräsentiert. Dieses vierte Signal F_{dynij}' wird in den siebten Mitteln 34 mit einer zweiten Schwelle S_1 verglichen. Ausgangsseitig der Mittel 34 liegt als zweites Vergleichsergebnis Y2 an, wenn das Signal F_{dynij}' größer als die Schwelle S_1 ist, während als zweites Vergleichsergebnis das Signal N2 anliegt, wenn das Signal F_{dynij}' kleiner als die zweite Schwelle S_1 ist. Die ersten und zweiten Vergleichsergebnisse werden in der Einheit 35 miteinander verknüpft.

Liegen ausgangsseitig der Mittel 33 und 34 gleichzeitig die Signale N1 und N2 an, so werden die Aufhängungssysteme 24ij derart angesteuert, daß sie eine härtere Charakteristik einnehmen. Dies ist in der Fig. 3 mit den Blöcken 351 und 36 schematisch dargestellt. Liegt ausgangsseitig der Mittel 33 das Vergleichsergebnis N1 und ausgangsseitig der Mittel 34 das Signal Y2 an, so werden die Aufhängungssysteme 24ij derart angesteuert, daß sie eine weichere Charakteristik einnehmen. Bei gleichzeitigem Vorliegen der Verknüpfungsergebnisse Y1 und N2 wird das Aufhängungssystem 24ij in Richtung weich verstellt, während es bei gleichzeitigem Auftreten der Verknüpfungsergebnisse Y1 und Y2 zu einer härteren Charakteristik hin verstellt wird.

Die Schwellen K_1 und S_1 können entweder konstant oder abhängig von Größen gewählt werden, die vom Fahrzustand des Fahrzeuges abhängen oder ihn repräsentieren. Insbesondere die Schwelle S_1 kann beispielsweise gleich 0 gesetzt werden.

Durch das Regelgesetz, das in den ersten Mitteln 23ij implementiert ist, gelangt man zu dem obenbeschriebenen gewünschten Radlastverlauf gemäß der Fig. 1c.

Besonders vorteilhaft ist es, daß das erfindungsgemäße Verfahren bei Fahrzeugen verwendet wird, die ein Antiblockiersystem (ABS) und/oder ein Antriebsschlupfregelungssystem (ASR) aufweisen. Hierbei findet eine erfindungsgemäße Ansteuerung der Aufhängungssysteme beispielsweise bei den Brems- und/oder Beschleunigungsvorgängen statt, bei denen das Antiblockiersystem in den Bremsvorgang bzw. das Antriebsschlupfregelungssystem in den Beschleunigungsvorgang steuernd bzw. regelnd eingreift.

Weiterhin kann vorgesehen sein, daß durch weitere Frequenzanalysen der ersten Signale F_{dyn} bestimmt wird, ob die Frequenzen der momentanen Radlastschwankungen in den Bereichen B, D, A oder E der Fig. 1a liegen. Stellt man hierdurch fest, daß die Radlastschwankungsfrequenz in den Bereichen A oder E liegt, so werden beispielsweise keine Verstellungen der Aufhängungssysteme getätigt.

Patentansprüche

1. Verfahren zur Fahrwerkregelung mit Aufhängungssystemen, die zwischen den Radeinheiten und dem Fahrzeugaufbau angebracht sind und die Bewegungen zwischen dem Fahrzeugaufbau und den Radeinheiten beeinflussen können, wobei während Brems- und/oder Beschleunigungsmanövern die Aufhängungssysteme derart betätigt werden, daß an jeder Radeinheit die momentane Normalkraft zwischen Reifen und Fahrbahn, die Radlast, in Richtung ihres größtmöglichen Wertes beeinflußt wird.
2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß abhängig von der Frequenz und dem zeitlichen Verlauf der Radlast Verstellungen der Aufhängungssysteme getätigt werden.
3. Verfahren nach wenigstens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß erste Signale (F_{dyn}) bestimmt werden, die wenigstens den dynamischen Anteil der Radlast repräsentieren.
4. Verfahren nach wenigstens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zur Bestimmung der ersten Signale (F_{dyn}) zweite Signale (X_{rij}) herangezogen werden, die die Bewegungen zwischen den Radeinheiten und dem Fahrzeugaufbau und/oder die Bewegungen der Radeinheiten repräsentieren.
5. Verfahren nach wenigstens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das erfindungsgemäße Verfahren bei Fahrmanövern angewendet wird, bei denen Beschleunigungen oberhalb wählbarer Schwellen vorliegen, beispielsweise dann, wenn ein im Fahrzeug vorhandenes Antiblockier- und/oder Antriebsschlupfregelungssystem in die Brems- bzw. Beschleunigungsvorgänge steuernd bzw. regelnd eingreift.
6. Verfahren nach wenigstens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die ersten Signale (F_{dyn}) zur Bildung von dritten Signalen (β) frequenzselektiv ausgewertet werden, die dritten Signalen (β) mit ersten Schwellen (K_i) zur Bildung eines ersten Vergleichsergebnisses (Y_1, N_1) verglichen werden und das erste Vergleichsergebnis (Y_1, N_1) zur Ansteuerung der Aufhängungssysteme herangezogen wird und/oder die ersten Signale (F_{dyn}) zur Bildung von vierten Signalen (F_{dyn}') differenziert werden, die vierten Signalen (F_{dyn}') mit zweiten Schwellen (S_i) zur Bildung eines zweiten Vergleichsergebnisses (Y_2, N_2) verglichen werden und das zweite Vergleichsergebnis (Y_2, N_2) zur Ansteuerung der Aufhängungssysteme herangezogen wird.
7. Verfahren nach wenigstens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die ersten und zweiten Vergleichsergebnisse zur Ansteuerung der Aufhängungssysteme logisch verknüpft werden.
8. Vorrichtung zur Durchführung des Verfahrens nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß Aufhängungssysteme (24ij) zwischen den Radeinheiten und dem Fahrzeugaufbau angebracht sind, die Bewegungen zwischen dem Fahrzeugaufbau und den Radeinheiten beeinflussen können, und Mittel (21ij, 22ij, 23ij) vorgesehen sind, mittels derer während Brems- und/oder Beschleunigungsmanövern die Aufhängungssysteme derart betätigt werden, daß an jeder Radeinheit die momentane Normalkraft zwischen Reifen und Fahrbahn, die Radlast, in Richtung ihres größtmöglichen Wertes beeinflußt wird.
9. Vorrichtung nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß erste Mittel (21ij) zur Erfassung der Bewegungen zwischen den Radeinheiten und dem Fahrzeugaufbau und/oder der Bewegungen der Radeinheiten und zweite Mittel (22ij) zur Ermittlung der Radlast, insbesondere des dynamischen Anteils der Radlast, vorgesehen sind.
10. Vorrichtung nach Anspruch 8 und/oder 9, dadurch gekennzeichnet, daß vierte Mittel (31) zur Frequenzanalyse und fünfte Mittel (32) zur Differenzierung der Ausgangssignale der zweiten Mittel (22ij) und sechste Mittel (33, 34) zur Schwellwertabfrage der Ausgangssignale der vierten und fünften Mittel vorgesehen sind.
11. Fahrwerkregelsystem mit Aufhängungssystemen, die zwischen den Radeinheiten und dem Fahrzeugaufbau angebracht sind und die Bewegungen zwischen dem Fahrzeugaufbau und den Radeinheiten beeinflussen können, bei dem während Brems- und/oder Beschleunigungsmanövern die Aufhängungssysteme derart betätigt werden, daß der mittlere Abstand zwischen Fahrzeugaufbau und Radeinheiten während Brems- und/oder Beschleunigungsmanövern zeitlich fortschreitend geringer wird.

Hierzu 5 Seite(n) Zeichnungen

- Leerseite -

Fig. 1a

Dynamische
Radlast
Straßen-
anregung

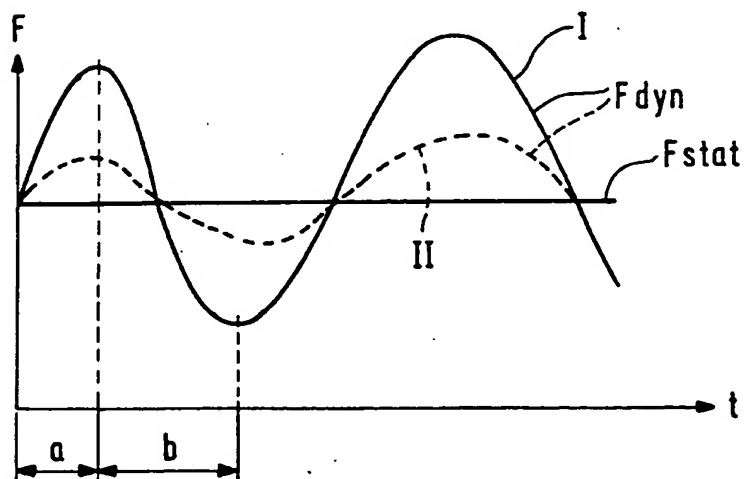
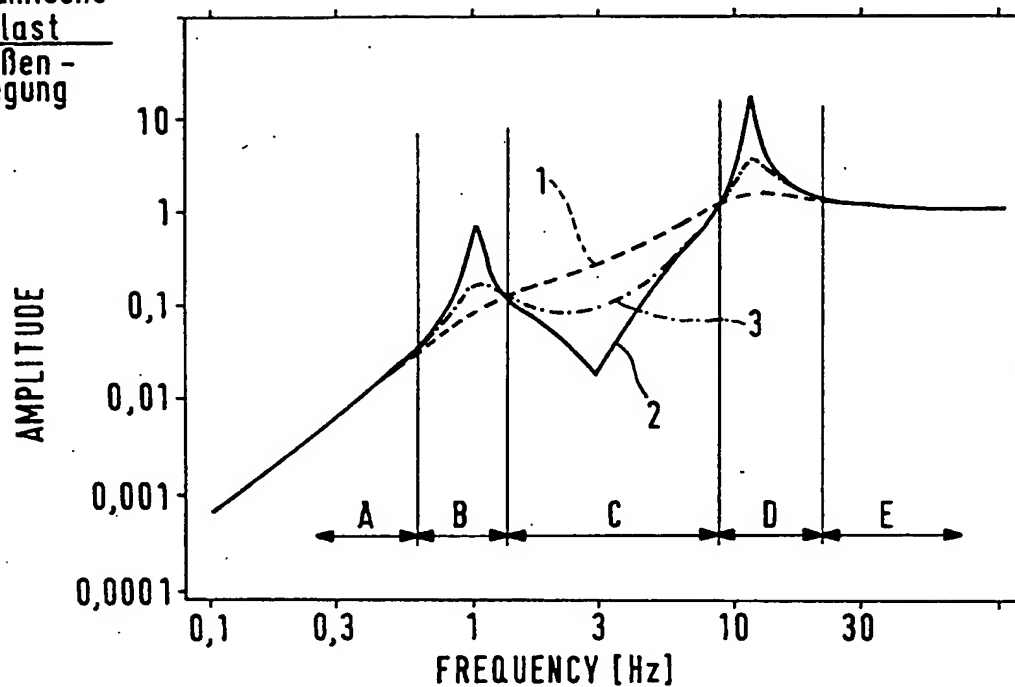
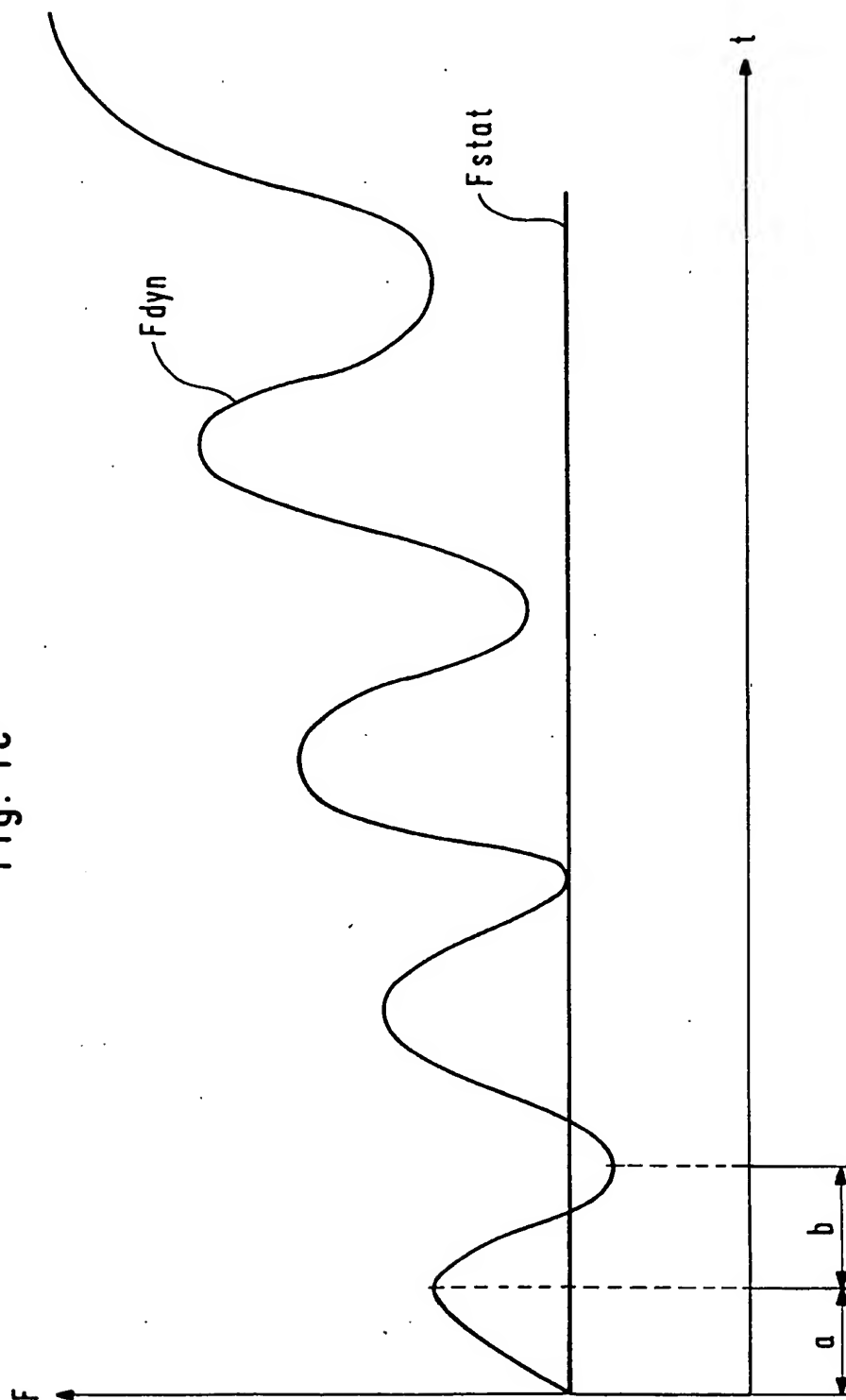


Fig. 1b

Fig. 1c



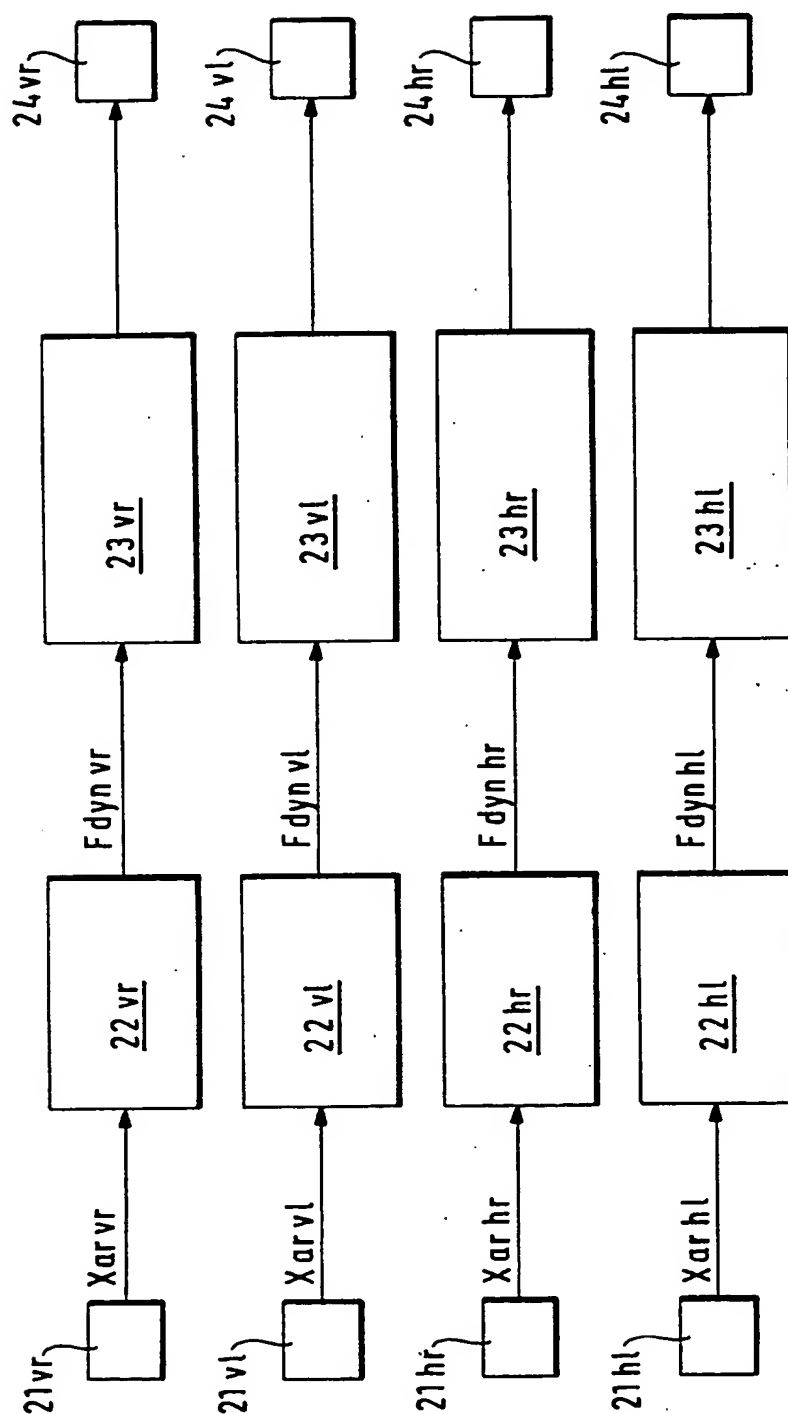
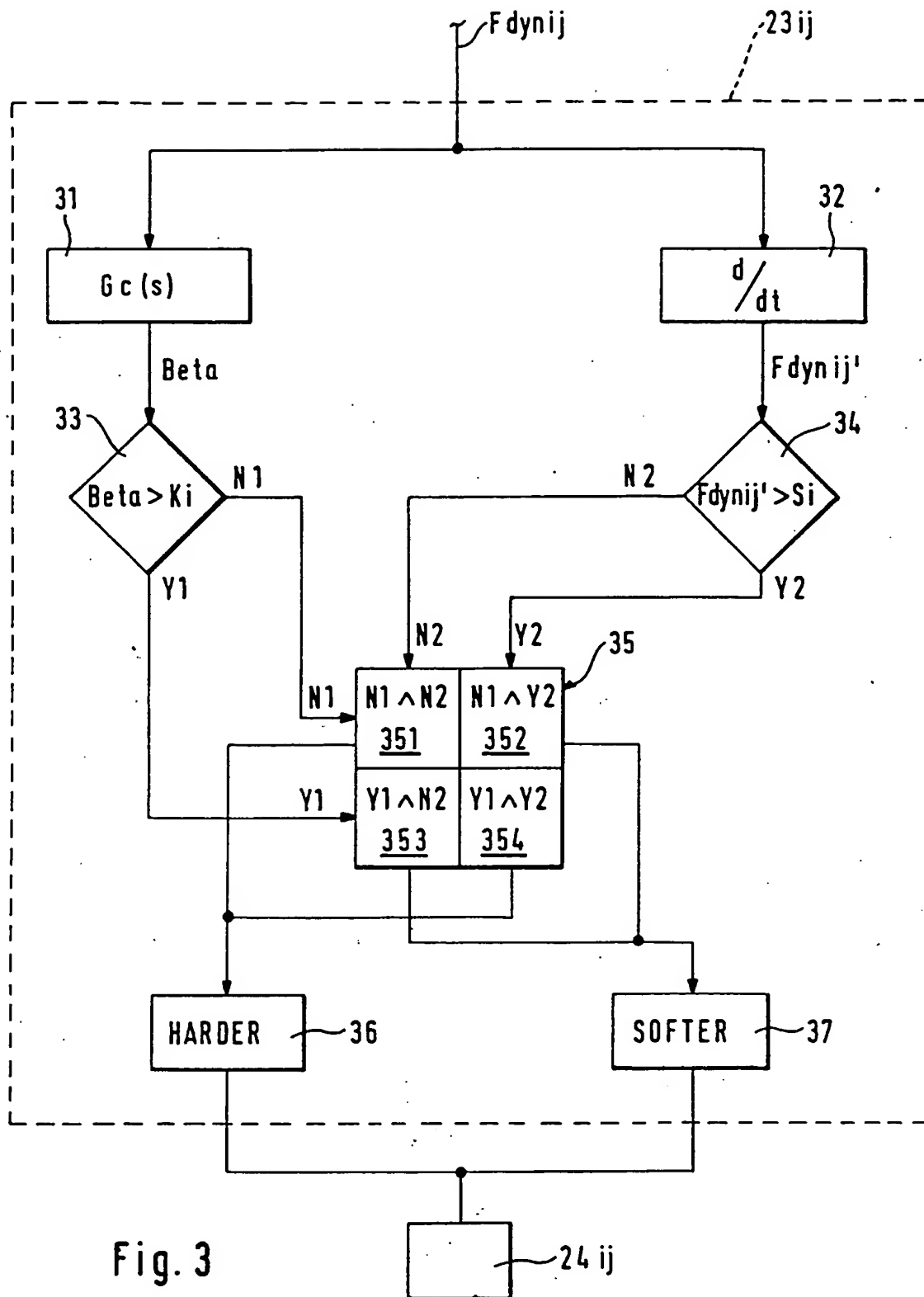


Fig. 2



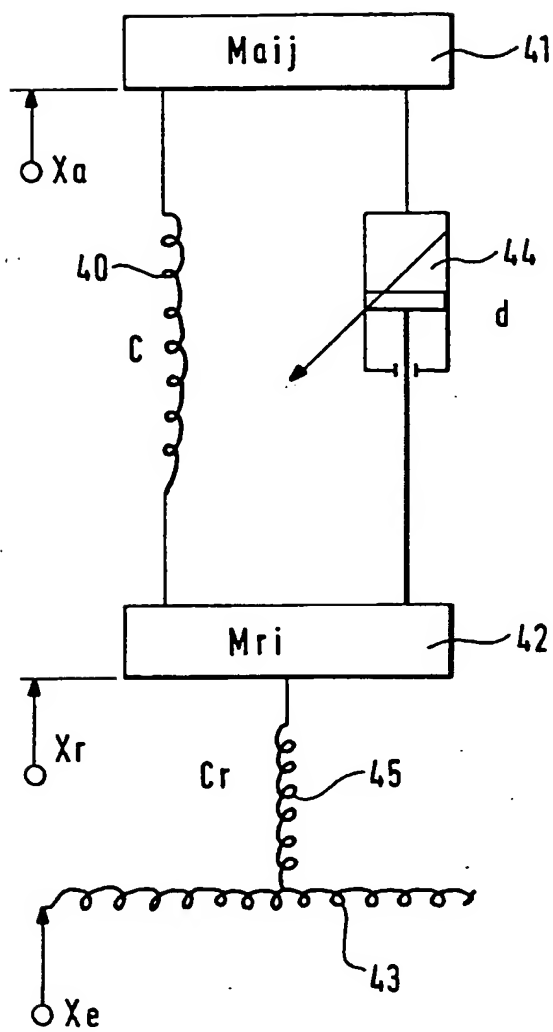


Fig. 4